[19]中华人民共和国国家知识产权局

[51]Int.Cl[7]
F16D 3/33
B62D 1/16

[12]发明专利说明书

[21] ZL 专利号 94193961.8

[45]授权公告日 2000 年 1 月 5 日

[11]授权公告号 CN 1048079C

[22]申请日 1994.10.11 [24]颁证日 1999.10.2
[21]申请号 94193961.8
[30]优先权
[32]1993.10.29 [33]US [31]08/146,379
[86]国际申请 PCT/US94/11551 1994.10.11
[87]国际公布 WO95/12073 英 1995.5.4
[85]进入国家阶段日期 1996.4.29
[73]专利权人 托林顿公司
地址 美国康涅狄格州
[72]发明人 M·G·里齐特利 F·W·米歇尔
W·E·科赞 D·E·波伊登
[56]参考文献
EP266255 1988. 5. 4 F16D3/33
US3319439 1967. 5.16 F16D3/33
审查员 21 22

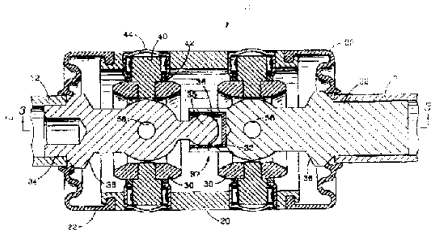
[74]专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司
代理人 崔幼平 黄力行

权利要求书 3 页 说明书 8 页 附图页数 8 页

[54]发明名称 转向栓组合装置

[57]摘要

一种双卡登万向节(10)有一对由管状联接轭(20)依枢轴连接的环形圈 轭(30)。提供了一些将双卡登万向节用作一个三万向节转向系统中的非恒速 节的特定例子,由此可使一个三万向节系统以恒速操作。



ISSN1008-4274

权利要求书

1.一种转向柱组合装置，它具有一个第一轴（4）、一个第二轴（7）、一个将第一轴（4）连接在第二轴（7）上的第一万向节（5），第一轴（4）的轴线与第二轴（7）的轴线成γ角度，具有一个第三轴（2）和一个将第二轴（7）连接在第三轴（12）上的双卡登万向节（10），该双卡登万向节包括两个由一个连接轭连接的可依枢轴转动的第二万向节，该连接轭具有一条通过第二万向节依枢轴转动所环绕的那点而延伸的轴线，第三轴的轴线与连接轭的轴线成α角度，第二轴的轴线与连接轭的轴线成β角度，其特征在于：

上述角度α不等于角度β，从而使上述双卡登万向节成为具有等效角度φ的非恒定型，由下式确定：

$$\phi = \sqrt{|\alpha^2 - \beta^2|}, \quad \alpha \neq \beta$$

2.按照权利要求1所述的转向柱组合装置，其特征在于：该连接轭具有管形。

3.按照权利要求1所述的转向柱组合装置，其特征在于：每个第二万向节包括一个环形圈轭。

4.按照权利要求1所述的转向柱组合装置，其特征在于：该连接轭具有管形，而且每个第二万向节包括一个环形圈轭。

5.按照权利要求1所述的转向柱组合装置，其特征在于：该等效角度φ等于角度γ。

6.按照权利要求1所述的转向柱组合装置，其特征在于：该等效角度φ不大于角度γ。

7.一种所述类型的转向柱组合装置，它具有一个第一轴（4）、一个第二轴（7）、一个将第一轴（4）连接在第二轴

（7）上的第一万向节（5），第一轴（4）的轴线与第二轴（7）的轴线成γ角度，具有一个第三轴（12）；和一个将第二轴连接在第三轴上的双卡登万向节，该双卡登万向节包括两个由一个连接轭依枢轴连接的可依枢轴转动的第二万向节，每个第二万向节围绕一个固定在连接轭（20）上的轴线（50a,b）依枢轴转动并垂直于上述轭（20）的纵向轴线，上述纵向轴线通过第二万向节依枢轴转动所围绕的那些点而延伸，第三轴的轴线与连接轭的轴线成α角度，第二轴的轴线与连接轭的轴线成β角度，其特征在于：

上述第二万向节的枢轴轴线（50a）垂直于另一个第二万向节的枢轴轴线（50b），从而形成一个具有等效角度φ的双卡登万向节，该等效角度φ由下式确定：$\phi = \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}$

8.按照权利要求7所述的转向柱组合装置，其特征在于：该连接轭具有管形。

9.按照权利要求7所述的转向柱组合装置，其特征在于：每个第二万向节包括一个环形圈轭。

10.按照权利要求7所述的转向柱组合装置，其特征在于：该连接轭具有管形，而且每个第二万向节都包括一个环形圈轭。

11.按照权利要求7所述的转向柱组合装置，其特征在于：该等效角度φ等于角度γ。

12.按照权利要求7所述的转向柱组合装置，其特征在于：该等效角度φ不大于角度γ。

13.一种所述类型的转向柱组合装置，它具有一个第一轴（4）、一个第二轴（7）、一个将第一轴（4）连接在第二轴（7）上的第一万向节（5），第一轴（4）的轴线与第二轴（7）的轴线成γ角度，一个第三轴（12），和一个将第二轴连接在和

三轴上的双卡登万向节，该双卡登万向节包括两个由一个连接轭依枢轴连接的可依枢轴转动的第二万向节，每个第二万向节围绕一个固定在连接轭（20）上的轴线（50a,b）依枢轴转动，并垂直于上述轭（20）的纵向轴线，上述纵向轴线通过第二万向节依枢轴转动所围绕的那些点而延伸，第三轴的轴线与连接轭的轴线成α角度，第二轴的轴线与连接轭的轴线也成α角度，其特征在于：

一个第二万向节的枢轴轴线（50a）与另一个第二万向节的枢轴轴线（50b）成λ角度，该λ角度大于0°而小于90°。

说明书

转向柱组合装置

本发明的背景

本发明一般涉及万向节，更具体地涉及耳轴销双卡登万向节。

一种设计良好的车辆转向系统的参数包括方向盘上前后一致的扭矩作用、干净利落而对称地返回到笔直向前的位置，以及一种令人愉快的处于中心的感觉。从历史上看，采用转向柱相对于齿轮连接的直线安置更易于达到这些特点。

缩小车辆尺寸的趋势以及 压损区 对新车辆的需求和更紧凑车身的限制，已迫使配有多万向节转向系统，从而使设计良好的转向系统的特点更难达到。此外，随着组装空间的缩小和政府提出的机动车辆安全标准，操纵角度在不断增大。

上述情况表明，目前万向节中已知存在的一些限制。因此，提供旨在克服一个或多个上述限制的替代方案显然是有利的。依此，本发明提供一种合适的替代方案，包括下面较全面说明的特点。

本发明概要

从本发明的一个方面来说，通过提供这样一种万向节来达到了目的：它包括：一个管状外壳，两个依枢轴安装在该管状外壳上的环形圈轭；一个依枢轴安装在一个环形圈轭上的第一轴段；以及一个依枢轴安装在另一个环形圈轭上的第二轴段；一个环形圈轭的枢轴轴线与相应轴段的枢轴轴线成直角，两个轴段用一个球和插口装置相互啮合。

下面结合附图对本发明做详细说明，由此可清楚看到本发明的上述方面及其它方面.

附图的简要说明

图 1 是管状外壳和环形圈轭的双卡登万向节的分解透视图;

图 2 是图 1 中所示双卡登万向节的截面图;

图 3 是沿图 2 中 3 - 3 线截取的截面图;

图 4 是装有图 1 中所示双卡登万向节的转向轴的透视图;

图 5 是图 4 中所示转向轴的示意图，示明分轴之间的角度关系;

图 6 是类似于图 2 的截面图，表示双卡登万向节的另一个实施例;

图 7 是双卡登万向节的另一个实施例的管状外壳的截面图;

图 8 是转动轴双卡登万向节的速度一时间曲线图;

图 9 是速度的百分率变化相对于等效角度的曲线图;

图 10 是双卡登万向节的单个万向节轴转动偏移相对于等效角度的曲线图.

详细说明

本发明是一种小直径的简化的双卡登万向节，与多节的、大角度的单卡登万向节系统不同，本发明的双卡登万向节能够以近似恒定的速度传递转动运动，很少产生或不产生转矩变化，从而接近过去几年的较不复杂系统的性能.

图 4 中所示的是一种典型的转向系统.方向盘 1 连接到上轴 4 上，上轴 4 通过单卡登万向节 5 连接到中轴 7 上.一个体现本发明的双卡登万向节 10 将中轴 7 连接到下轴 12 上.下轴 12 而后连接到转向齿轮箱 14 上.

图 1 表示一个体现本发明的万向节的分解透视图.图示的是

一种耳轴销型的双卡登万向节 10．一个圆环形横圈 30 用于代替常规的卡登横轭．一个管状外壳 20 用于代替常规的卡登联接轭．管状外壳 20 和一对圆环形横圈 30 的使用缩小了双卡登万向节 10 的外部尺寸并简化了制造工序，从而降低了成本．

双卡登万向节 10 用于依枢轴连接两个轴 7、12．一个轴 7 有一个连接在其端部上的轴套延伸部 32．轴套延伸部 32 在其自由端部中有一个球轴套 3．另一个轴 12 有一个连接在其端部上的球形轴延伸部 34．球形轴延伸部 34 有一个与其自由端部整体形成的定中球 35．两个轴延伸部 32、34 均有穿过其中的销插入孔 56．

每个轴延伸部 32、34 可以依枢轴转动地连接在一个圆环形横圈 30 上．在图 1 至 3 所示的实施例中，球延伸部 32、34 的枢轴轴线 55a、55b 是平行的．在图 6 所示的另一实施例中，枢轴轴线 55a 相对于另一个枢轴轴线 55b 转动 90°．轴延伸部 32、34 的枢轴轴线可以彼此相对以 0° 至 90° 之间(包括 0° 和 90°)的任一角度取向，如图 7 中所示．

每个横圈 30 是一个管状环形圈，有一对穿过其中的相对的销插入孔 60 和一对穿过其中的相对的轴承插入孔 58．每个轴延伸部 32、34 通过一对耳轴 43 可依枢轴连接在一个横圈 30 上．每个耳轴 43 由一个耳轴销 40、一个轴承 44 和一个推力环 42 组成．一对耳轴销 40 固定地插入轴销插入孔 56．一个轴承 44（最好是一个拉延杯式滚针轴承）安置在耳轴销 40 的直径扩大部分上．轴承 44 的外部插入横圈的轴承插入孔 58 中．轴承 44 可以用许多已知方法中的任何一种（如铆接）固定在横圈 30 上．推力环 42 安置在轴延伸部 32、34 和横圈 30 之间．推力环 42 在轴延伸部 32、34 和轴承 44 年外壳之间传递推力负载．如果没有推力环 42，则

推力负载可能被加在轴承 44 内部上，从而造成轴承过早失效．最好是，推力环 42 用一种含有润滑剂（如二硫化钼）的自润滑轴承材料制成．

圆环形横圈 30 可依枢轴连接在一个圆筒形管状外壳 20 上．管状外壳 20 有两对穿过其中的相对隔开的轴承插入孔 62．每个横圈 30 用一对耳轴 43 可依枢轴连接到管状外壳 20 上．耳轴 43 将圆环形横圈 30 依枢轴连接到管状外壳 20 上，连接方式与上面所述的将轴延伸部 32、34 依枢轴连接在圆环形横圈 30 上的方式相同．

每个横圈 30 的枢轴轴线 50a、50b 分别与每个轴延伸部 32、34 的枢轴轴线 55a、55b 成 90° 角．对于图 1 至 3 所示的实施例，枢轴轴线 50a 和 50b 是平行的．

双卡登万向节 10 由安置在圆筒形管状外壳 20 两端部上的外周边套筒式密封件 22 加以密封．这些套筒式密封件 22 可防止碎屑和流体进入从而避免损坏定中机构 37．无需对定中装置另加密封．套筒式密封件 22 必须能够吸收角位移和转矩位移．

如其它双卡登万向节一样，本发明也包括一个定中机构 37，它由与轴延伸部 34 整体形成的定中球 35 和与轴延伸部 32 整体形成的相应插口 33 组成．因为采用了由与轴延伸部 32、34 整体形成的部件构成的定中机构 37，所以消除了通常在定中球和轴柱装置中存在的配合问题．采用这种整体构型同时减小了双卡登万向节的转动余隙．插口 33 可以只是在轴延伸部 32 端部中加工的一个洞孔．配合插口 33 安置一个界面套筒 38 以支承定中球 35，并在变换万向节角度时使定中球 35 能够相对于插口 33 沿轴向移动．界面套筒 38 设计成圆筒形，可以用各种材料和工艺制成，取决于定中机构 37 中遇到的接触应力．最好是，界面套筒 38 用一

种含有润滑剂（如二流化铜）的自润滑轴承材料制成．整体形成的轴/定中机构设计可使横圈枢轴轴线 50a 、 50b 之间的中心线距离减到最小．与常规的双卡登万向节设计相比较，这种设计，导致双卡登万向节 10 的径向和轴向尺寸减小．

如图 5 示明的，定中机构 37 迫使轴延伸部 32 、 34（及相应的轴 7 、 12 ）的中心线相交．这种类型的恒速双卡登万向节只在两个位置以真正的恒速操作．第一个位置是零度操作角的退变情况．第二个位置是设计操作角 θ，它是定中机构 37 的固定部分的相对于两个单个的节（它们构成双卡登万向节）中之一的的轴向位置一个函数．为了举例说明这一点，一个以真正恒速在 40° 操作角操作的双卡登万向节将使其定中机构这样定位，使得中心点 11 和两个单个的 U 形节枢轴点 51a 、 51b 会形成一个完整的等腰三角形．两个等角 α 和 β 正好为 20° ．在这种条件下，双卡登万向节的输出速度正好等于双卡登万向节的输入速度．本双卡登万向节的名义设计操作角为 40° ．

设计了多个构件以防止两个轴 7 、 12 的最大角度超过会使定中球 35 与插口 33 脱开的角度．第一个最大角度构件是设置在每个轴延伸部 32 、 34 上的止动圈 36 ．止动圈 36 的直径这样设计，使得在定中球 35 从插口 33 脱开之前止动圈 36 便接合管状外壳 20 ．第二个最大角度构件是邻近止动圈 36 的轴延伸部 32 、 34 的轴部分，在定中球 35 脱开插口 33 之前便接合圆环形横圈 30 ．第三个最大角度构件是两个圆环形横圈 30 ，在定中球 35 脱开插口 33 之前便互相接合．最好是，对于标称操作角为 40° 的双卡登万向节 10 ，最大允许角度为 50° ．

如果中心点 11 安置在别处，双卡登万向节仍然可以调定位于 40° 操作，但每个单个节的角度将分别稍小于和稍大于 20° ，从

而给出真正恒速运动上的偏差，即瞬时输出速度在数值上不等于输入速度．双卡登万向节将有一个小的等效操作角．在单个 U 形节的枢轴轴线 50a 、 50b 平行的场合，双卡登万向节的等效操作角度 ϕ 由下式确定:

$$\phi = \sqrt{\alpha^2 - \beta^2}$$

角度 α 随意选定作为两个双卡登万向节半角中数值较大的一个，以避免平方根号内出现负值．

当双卡登万向节 10 用来与另一个单卡登万向节构型的节 5 联接时，有意地移动双卡登万向节的定中点 11 导致的这种现象可以有利地加以应用．一个在一端具有真正恒速的节而在另一端具有以某个角度 γ 操作的常规单卡登万向节的系统必将具有一个大小等于单卡登万向节 5 的角度即 γ 的等效角度．换句话说，依自己的零度内等效角操作的真正恒速的节，不可以调整到从另一个单卡登万向节的运作角度中减去代数值．

但是，定中机构 37 离开其“正确”位置的重新定位迫使双卡登万向节 10 以非恒速操作．因此，一个双卡登万向节可以精心设计成以小的等效角度操作，后者而后可以调整到从另一个节的操作角度中减去数值，从而减小或消除系统的总等效角度．这一点在下述系统中特别有用，在该系统中操作角度之一大于约 35 °，因而需要一个恒速的节，而第二个节以足够大的角度操作，使得它本身能够进行勉强合格的“笨重的”转向．

对于如图 4 和 5 中所示的转向系统，合适地调整相位的转向系统的最小等效角度为:

$$\phi_{系统} = \sqrt{\phi_1^2 - \phi_2^2}$$

式中 ϕ_1 是双卡登万向节 10 的等效角度，ϕ_2 是单卡登万向节 5 的角度．

对于图 1 至 3 中所示其圆环形圈 30 的枢轴轴线 50a 、 50b 相平行的一种“同相”双卡登万向节，等效角度 φ 确定为：

$$\phi = \sqrt{\alpha^2 - \beta^2}$$

由于本发明的紧凑设计中物理硬件的尺寸限制，一个具有移动的定中机构 37 的同相双卡登万向节 10 可以达到的最大等效角度大约为 15° .

对于图 6 中所示其圆环形横圈 30 的枢轴轴线 50a 、 50b 相垂直的一个“异相”双卡登万向节 10'，等效角度 φ 确定为：

$$\phi = \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}$$

一个以内全角 40° 操作的异相双卡登万向节 10'总共可以补偿的单卡登万向节的最大角度为大约 28° .

作为故意使定中机构 37 不定中的一个替代方案，横圈枢轴轴线 50a 、 50b 可以在 0° 至 90° 之间的任一角度彼此相对地定向. 本发明的一种具有在 0° 至 90° 之间转动的横圈枢轴轴线 50a 、 50b 的以总角度 40° 操作的双卡登万向节将具有从 0° 至 28° 的等效操作角度. 图 7 表示一个具有彼此相对转动 25° 的横圈枢轴轴线 50a 、 50b 的管状外壳 20 . 图 10 表示本发明的一种具有 40° 设计操作角度的双卡登万向节的横圈枢轴轴线 50a 、 50b 的转动偏移和所导致的等效操作角度之间的关系.

例如，在图 4 和 5 中所示的三节转向系统中，设定单卡登万向节 5 的操作角度为 17° 而且恒速双卡登万向节 10 的实际操作角度为 40° ，则三节系统的等效角度 $\phi_{系统}$ 为 22.6° . 设定横圈枢轴轴线 50a 、 50b 彼此取向 21° （如图 7 中所示），则双卡登万向节 10 的等效角度大约为 16.9° ，而三节系统的等效角度 $\phi_{系统}$ 大约为 1.8° . 对于 1.8° 的等效角度该系统的速度变化基本上为零，形成一个接近恒速的转向系统.

确定具有转动的横圈轴线50a、50b的双卡登万向节10的等效角度的一种方法是利用一种计算模拟系统测定在特定角度条件下速度对时间关系，来模拟双卡登万向节，如利用阿瑞斯机构实体建模（Aries Solids Modeling）．图8表示一种具有彼此相对转动21°的横圈轴线50a、50b的所用实际操作角度为40°的双卡登万向节的速度变化．从图8中所示的曲线，可以确定速度的百分率变化．图9中所示的曲线将速度的百分率变化转化为等效角度．最佳等效角度是刚好等于图4和5中所示的三节系统中单卡登万向节5的角度．设定双卡登万向节转动轴线的等效角度在单卡登万向节5的大约3°以内，则三节系统的速度变化将基本上为零．

说　明　书　附　图

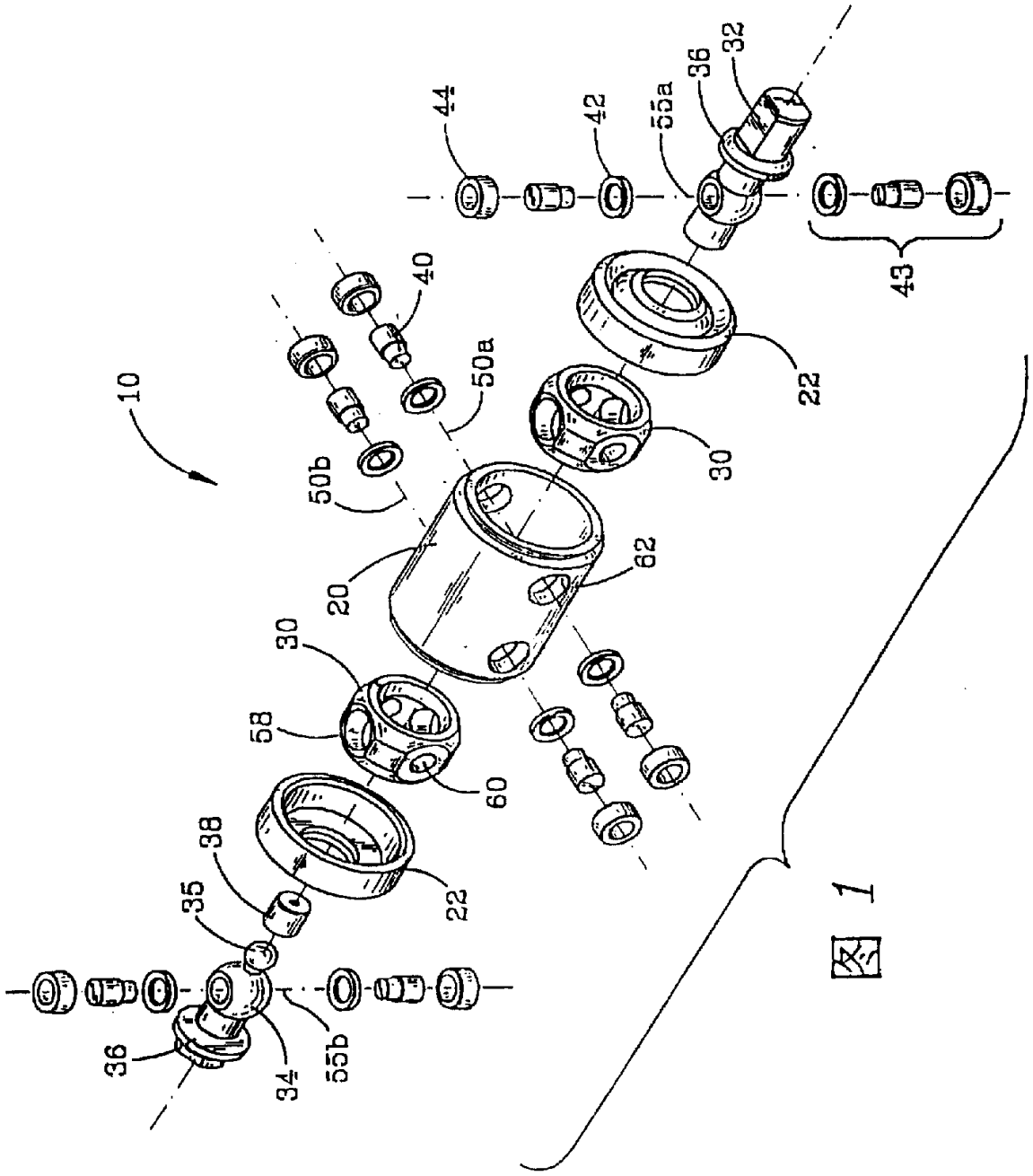


图 1

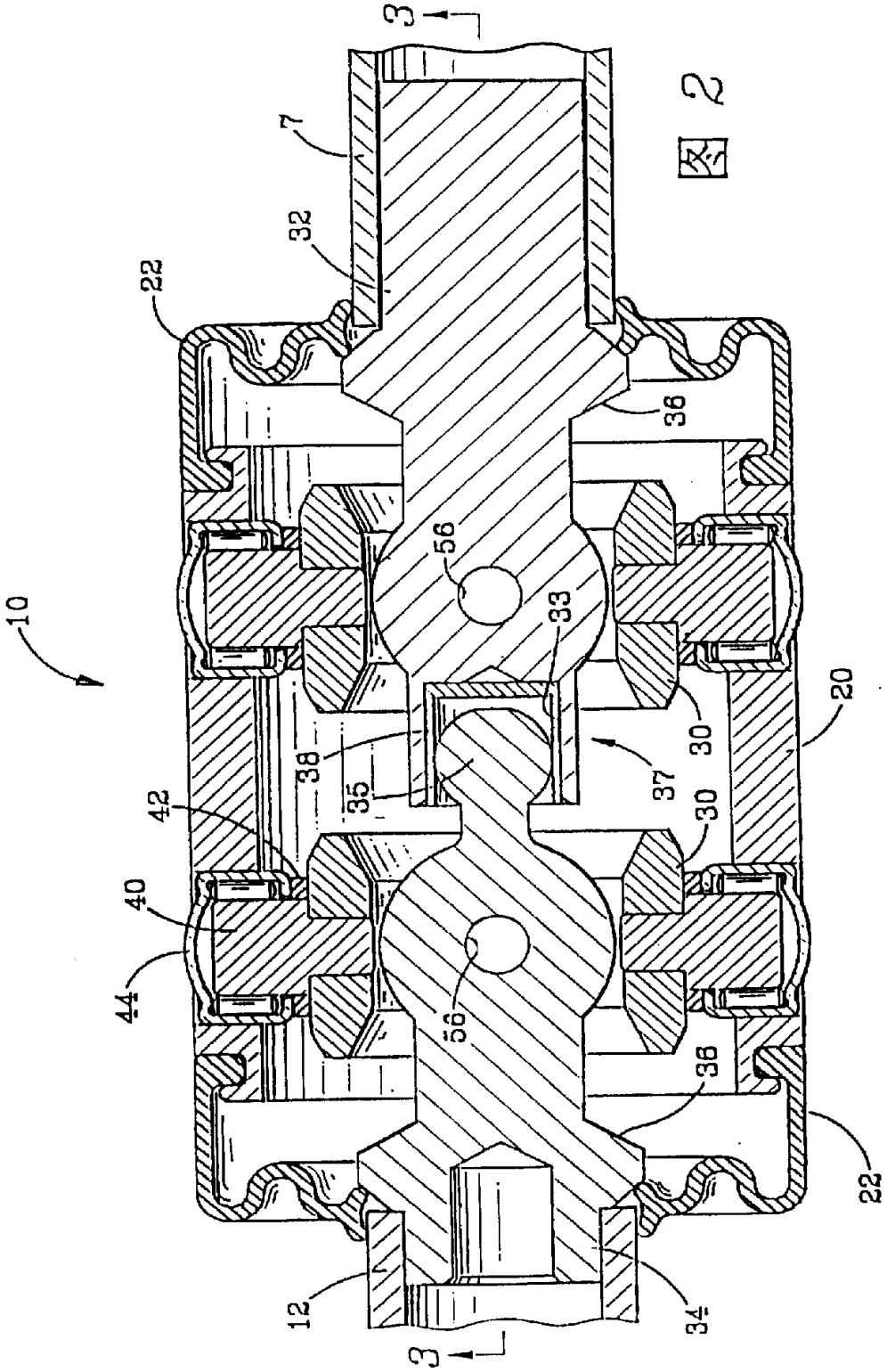


图 2

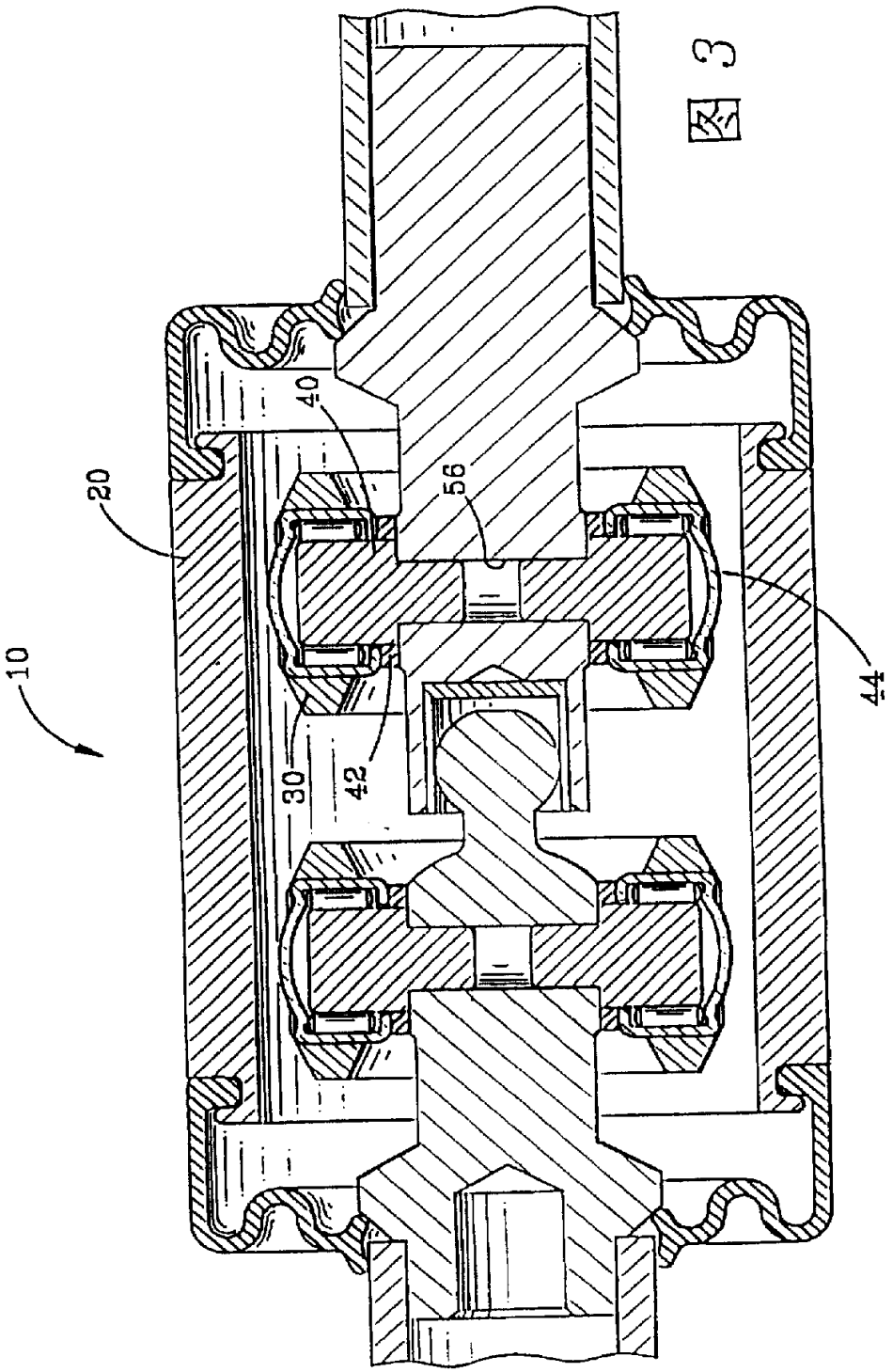


图 3

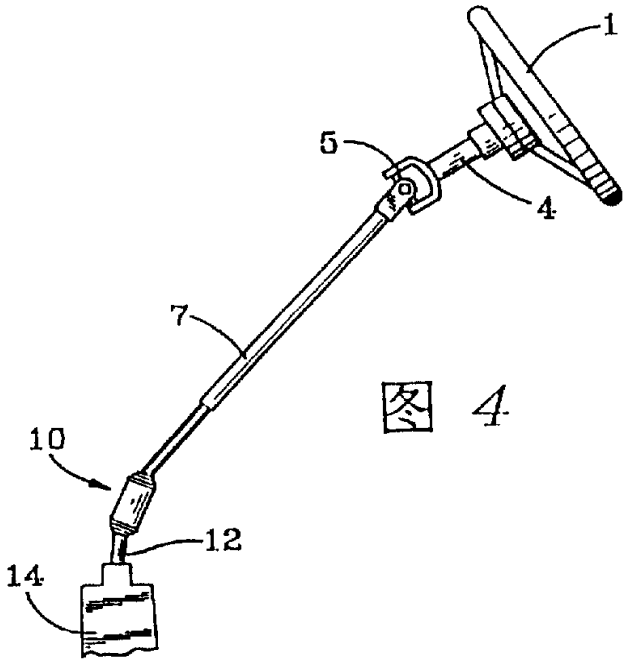


图 4

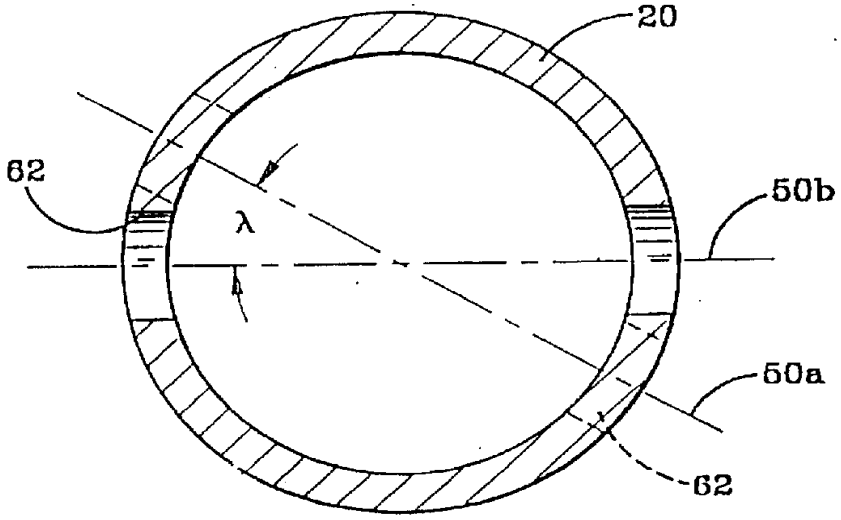


图 7

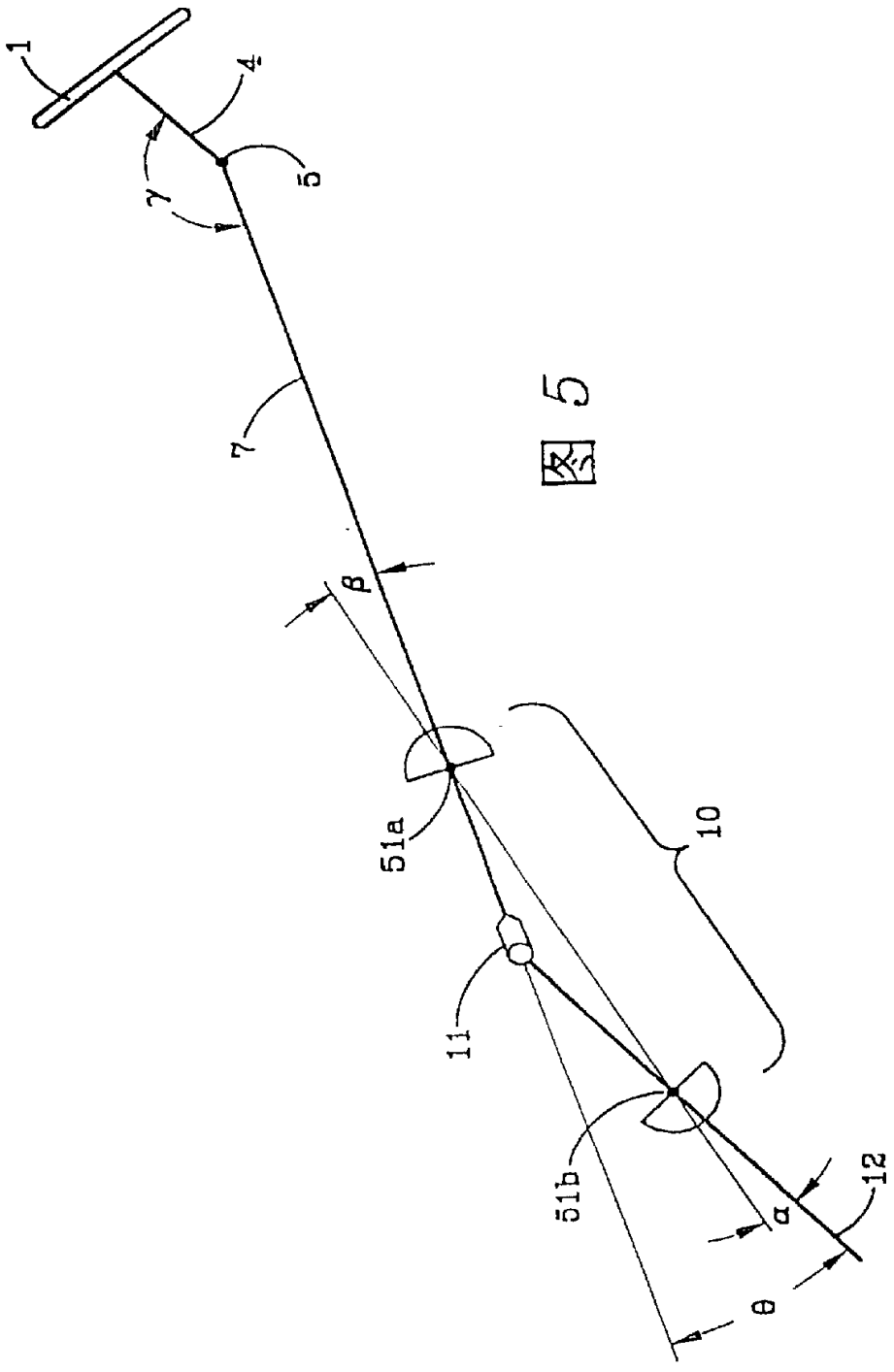


图 5

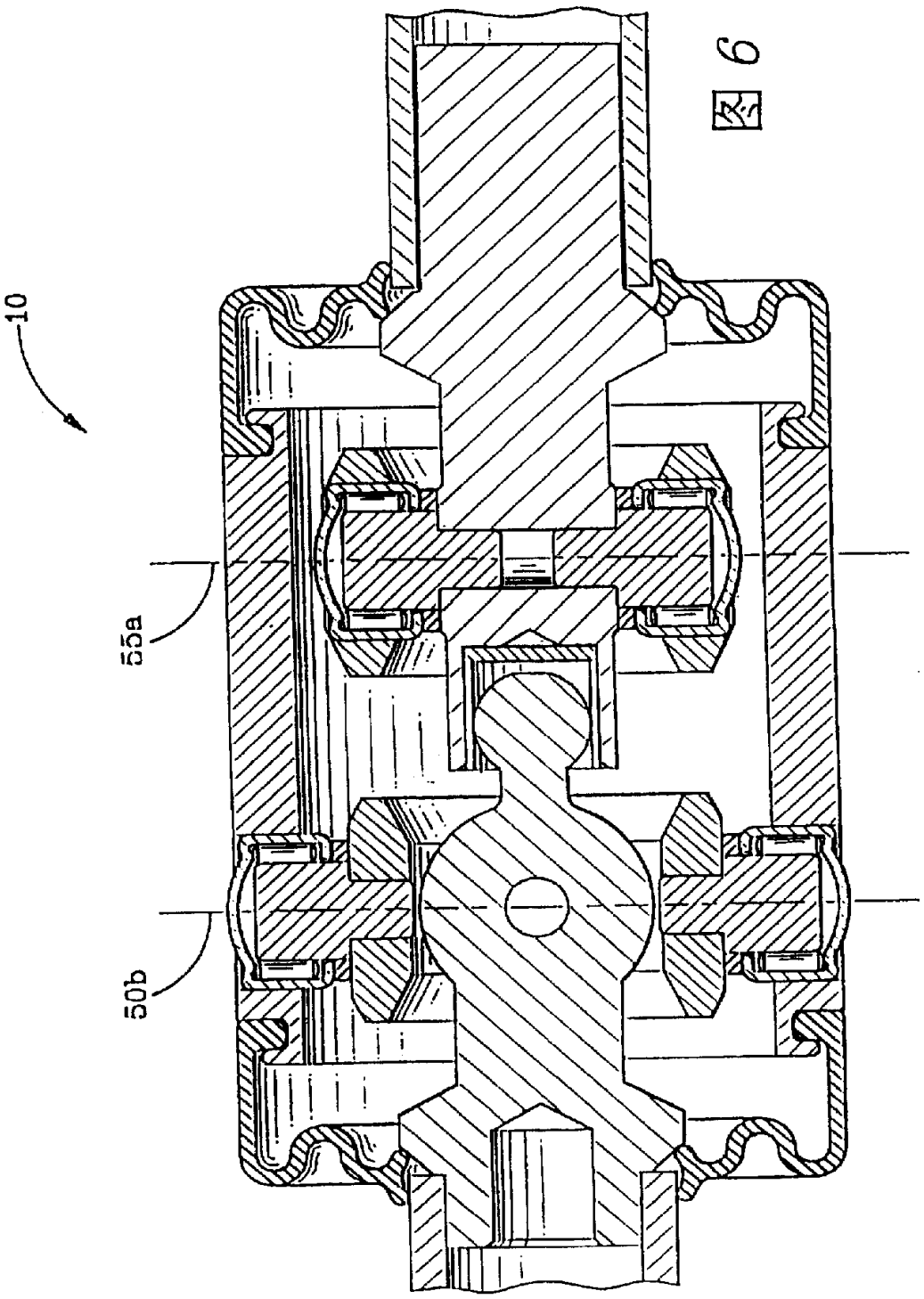


Fig 6

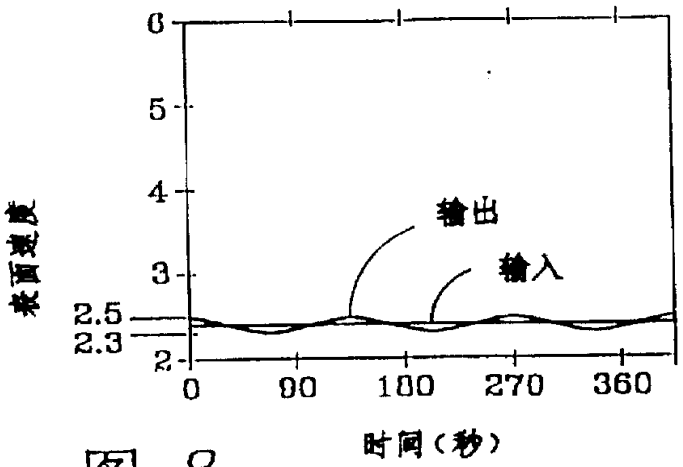

6
5
4
3
2.5
2.3
2
输出
输入
0
90
100
270
360
时间（秒）

图 8

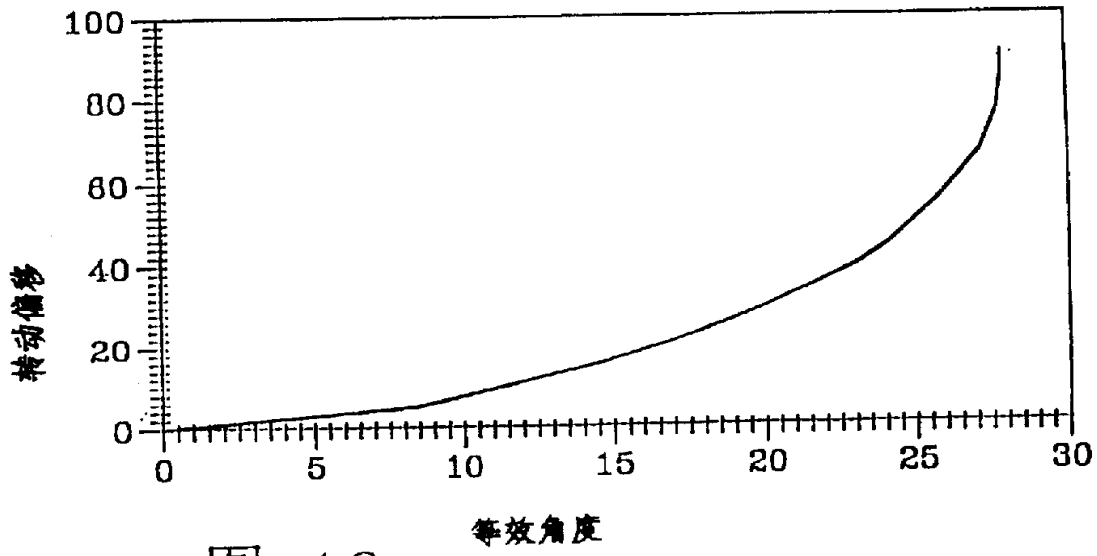

100
80
60
40
20
0
0
5
10
15
20
25
30
等效角度

图 10

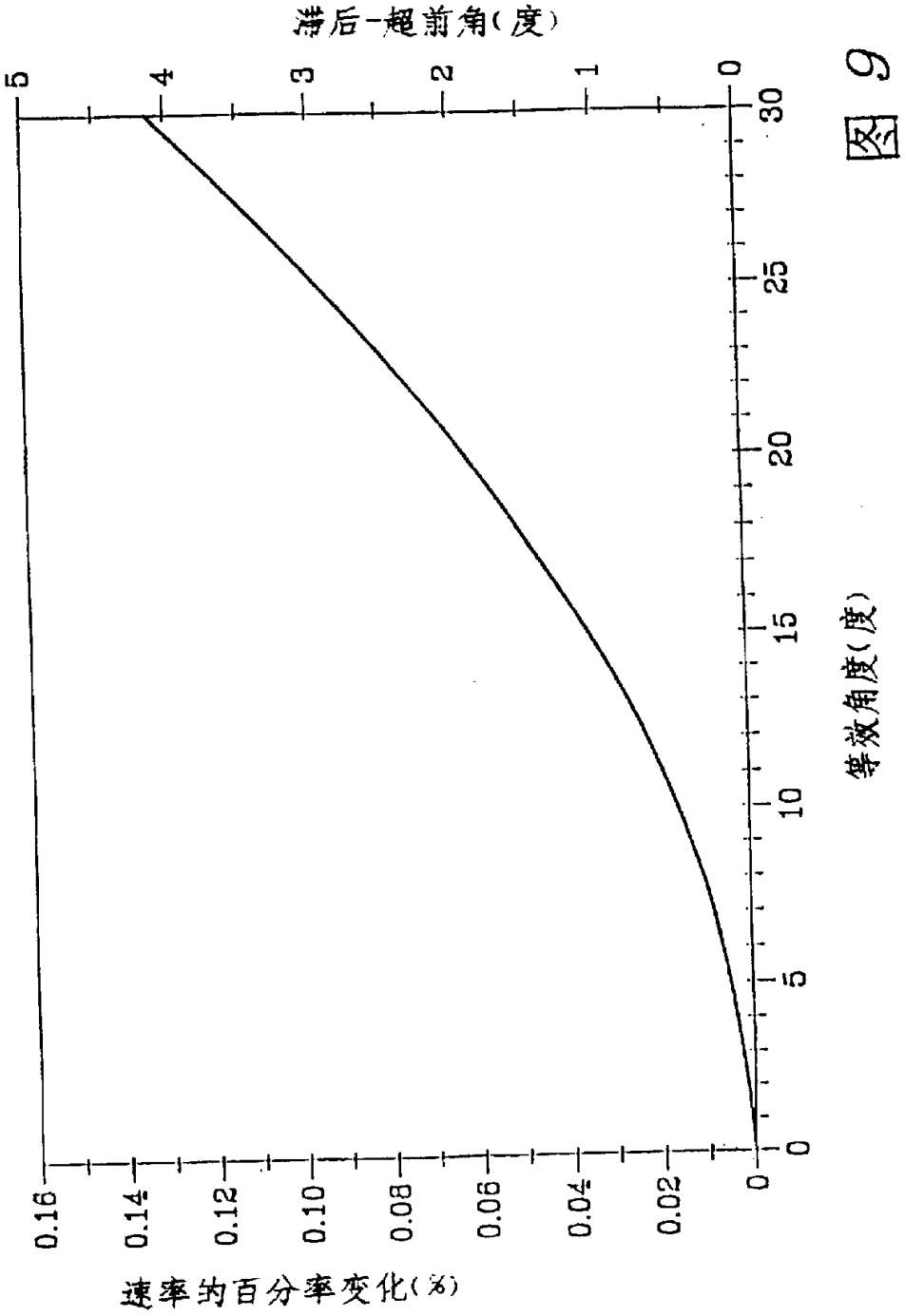

滞后-超前角(度)
5
4
3
2
1
0
30
25
20
15
10
5
0
等效角度(度)
0.16
0.14
0.12
0.10
0.08
0.06
0.04
0.02
0
速率的百分率变化(%)

图 9